

ИСПАРИТЕЛИ-ГЕНЕРАТОРЫ ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК С АДИАБАТИЧЕСКИМ ПАРООБРАЗОВАНИЕМ

С. В. ПОЛОЖИЙ

(Представлена проф. докт. техн. наук И. Н. Бутаковым)

Испарители-генераторы являются основным отличительным элементом паросиловых установок с адиабатическим парообразованием (ПСУ АП), в которых осуществляется получение насыщенного пара и использование энергии процесса парообразования [1]. В таких установках высокая тепловая экономичность достигается при низком давлении перегретого пара, что приводит к благоприятным технико-экономическим показателям работы ПСУ АП как большой, так и малой мощности.

В ПСУ АП вместо дорогостоящих и сложных паровых котлов из легированной стали современных ГРЭС устанавливаются водогрейные котлы из дешевой углеродистой стали. Низкое давление и малый удельный расход пара позволяют иметь небольшую поверхность нагрева пароперегревателя из тонкостенных труб вместо дорогих, металлоемких и громоздких пароперегревателей сверхвысокого и сверхкритического давления современных блочных ГРЭС. Дорогие толстостенные паропроводы современных ГРЭС заменяются в установках с адиабатическим парообразованием тонкостенными более дешевыми паропроводами. Сложные и дорогие паровые турбины с цилиндрами сверхвысокого и высокого давления блочных ГРЭС уступают место простым и дешевым испарителям-генераторам с паровыми турбинами

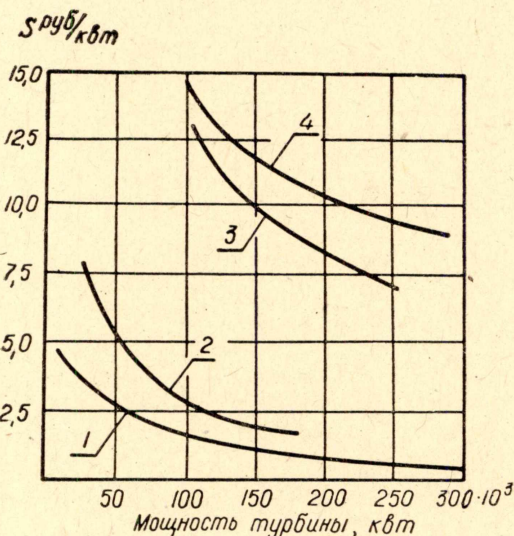


Рис. 1. Ориентировочная стоимость паровых турбин с испарителем-генератором и современных паровых турбин на кВт мощности.

- 1 — паровая турбина с испарителем-генератором среднего давления пара — 35 бар.
- 2 — 4 — современные паровые турбины.
- 2 — 98 бар, 500°C, 3 — 180 бар, 550—580°C, 4 — 250—300 бар, 600—650°C.

среднего и низкого давления. В ПСУ АП отсутствуют промежуточные пароперегреватели и паропроводы, связывающие котел и турбину по повторно перегретому пару, без которых невозможно строительство со-

временных ГРЭС сверхвысокого давления. Сложная система регенеративного подогрева питательной воды заменяется в установках с ИГ в несколько раз более дешевой и менее металлоемкой. Низкая стоимость основного и вспомогательного оборудования, значительная тепловая экономичность при низком давлении пара позволяют применять глубокий вакуум в паровых турбинах, допускать низкую температуру уходящих газов в котельных агрегатах и производить повышение начальной температуры пара до уровня, достигнутого в газотурбинных установках, и экономически целесообразно осуществлять дальнейшее повышение тепловой экономичности ПСУ АП.

Первоначальные теоретические и экспериментальные исследования адиабатического парообразования позволили установить и проанализировать зависимость парообразования от величины, интервала и характера сброса давления как основных побудителей этого процесса. Этими же исследованиями была установлена общая направленность процесса адиабатического парообразования: возрастание кинетической энергии и степени дисперсности потока, скорости парообразования с увеличением величины сброса давления, начальной температуры и температурного напора. На основании этих исследований удалось вскрыть ошибочность методики теоретических и экспериментальных исследований явлений, связанных с адиабатическими фазообразованиями, установить непригодность переноса экспериментальных данных, полученных для одних условий и форм испарительных элементов, на другие [2—7]. Этими же исследованиями выявлен основной закон адиабатического парообразования: одновременность протекания в равных соотношениях взаимопротивоположных процессов адиабатического парообразования и конденсации по мере сброса давления жидкости критического состояния, что приводит к молекулярно-дисперсной структуре потока при адиабатическом парообразовании. В таком непрерывно взаимодействующем потоке, в виде ассоциаций и групп молекул жидкости и пара, исключается существенное различие в скоростях и траекториях движения частиц жидкости и пара и существование тех явлений, которые обуславливают эрозию и потерю от влажности в паровых турбинах, работающих в области влажного пара.

Экспериментальное исследование адиабатического парообразования под вакуумом [2—4], распыливания при сбросе давления высокосжатых растворов и воды [8], а также изучение энергии адиабатического парообразования в расширяющихся испарительных элементах (соплах) при избыточном давлении [9, 10] подтвердили ряд теоретических положений: высокую степень совершенства и кинетическую энергию процесса парообразования в расширяющихся испарительных элементах, дисперсную структуру потока и интенсификацию этих процессов по мере увеличения величины сброса давления и температурного напора. Опыты МЭИ [8] хорошо подтвердили микродисперсную структуру потока при высоком начальном давлении нагретой воды и возрастание дисперсности потока по мере увеличения температурного напора и величины сброса давления. Достаточно высокая энергетическая эффективность процесса адиабатического парообразования в расширяющихся испарительных элементах даже при малой величине сброса давления порядка одной атмосферы в вакуум, небольших температурных напорах и неблагоприятных физических свойствах воды при этих условиях [3] явилась обнадеживающим фактором и при соответствующем теоретическом анализе позволила прийти к выводу о высоком к.п.д. испарительных элементов турбин ИГ. В последующие годы эти теоретические выводы получили экспериментальное подтверждение других исследователей [9, 10] (табл. 1). Таким

Таблица 1

Энергетический к. п. д. расширяющихся испарительных элементов

К. п. д. сопла	Условия процесса	Автор	Год
0—60—0,70	Под вакуумом	С. В. Положий [3]	1953, 1960
0,86—0,89	Избыточное	О. Френцль [9]	1956
0,93—0,94	Избыточное 30—40 бар	А. В. Зысин [10]	1963

образом, экспериментально обоснована первая часть проблемы создания эффективных турбин ИГ: высокий к.п.д. испарительных элементов, коэффициент скорости которых практически не отличается от коэффи-

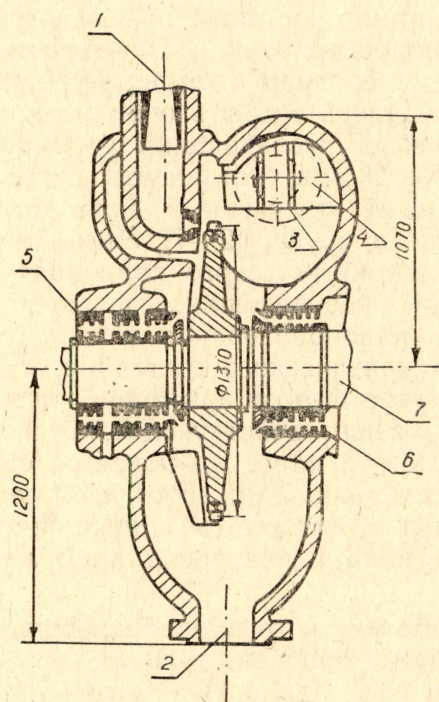


Рис. 2. Продольный разрез турбины испарителя-генератора мощностью 11,6 тыс. кВт теплофикационной паровой турбины среднего давления в 20 тыс. кВт.

1 — вход высокосжатой воды, 2 — выход неиспарившейся воды, 3 — сепарационное устройство в корпусе испарителя-генератора, 4 — выход насыщенного пара, 5 — концевое уплотнение, 6 — уплотнение между корпусом ИГ и корпусом паровой турбины, 7 — вал паровой турбины.

Параметры воды на входе в ИГ: давление 220 бар, температура 373°C. Параметры потока на выходе из ИГ: давление 37 бар, температура 246°C воды и насыщенного пара. Расход воды 152 кг/сек (546 т/час). Паропроизводительность ИГ — 61 кг/сек (220 т/час). Относительный внутренний к. п. д. 0,74.

циента скорости сопел паровых турбин. Несостоятельными оказались утверждения критиков о невозможности получения высокой кинетической энергии в соплах турбин ИГ. Физические и термодинамические свойства потока и процесса адиабатического парообразования, как показали исследования, оказались весьма благоприятными для работы турбин ИГ паросиловых установок с адиабатическим парообразованием. Высокая энергетическая эффективность сопел турбин ИГ, молекулярнодисперсная структура потока, одноступенчатый принцип работы турбин испарителей-генераторов, обусловленный невысокими теплопадающими кг воды, наряду с низким давлением и температурой рабочего тела в корпусе испарителя-генератора обеспечивают надежную и эффективную работу таких турбин, исключают эрозию и потерю от двухфазного состояния потока (влажности). Расчетное значение внутреннего относительного к.п.д. турбин ИГ в зависимости от мощности составляет от 0,62 для турбин малой мощности, до 0,80 для мощных турбин ИГ. В табл. 2 приведены проектные показатели паровых турбин с испарителями-генераторами. На рис. 2 показан продольный разрез турбины испарителя-генератора среднего давления насыщенного пара мощностью в 11,6 тыс. кВт, находящейся на одном валу паровой турбины мощностью в 20 тыс. кВт. В табл. 3 приведены некоторые характеристики и параметры потока турбин ИГ для различных давлений в корпусе ИГ. На рис. 3 представле-

Таблица 2

Проектные показатели паровых турбин с испарителями-генераторами

Тип турбинного агрегата	Турбина ИГ				Паровая турбина			Мощность, тыс. <i>квт</i>	Полная мощность, тыс. <i>квт</i>
	Начальное давление, температура воды, $P_0, t_0, ^\circ\text{C}$	Давление и температура в ИГ $P_1, t_1, ^\circ\text{C}$	Относительный внутренний к. п. д.	Эффективная мощность, тыс. <i>квт</i>	Начальная температура и давление $P, t, ^\circ\text{C}$	Относительный внутренний к. п. д.	Число цилиндров (ступеней)		
Конденсационная малой мощности 9000/3000 об/мин	220 370	28 229	0,67	0,41	20 565	0,79	1 10	1,61	2,02
Противодавленческая: 1,2 бар. 60 0/3000 об/мин	220 374	32 236	0,678	1,87	25 650	0,76	1 6	5,0	6,87
Теплофикационная: 3000 об/мин $P_2=1,03$ бар	220 374	40 249	0,72	15,8	35 650	0,82	1 14	50,0	65,8
Конденсационная большой мощности	220 370	42 252	0,746	28,8	35 650	0,84	2 19	150	179,8
Конденсационная сверхмощная	228 374	36 243	0,78	62	35 585	0,85	3 21	250	302

ны результаты теоретических исследований движения двухфазного потока в проточной части турбин ИГ, выполненные по известной методике [12]. На основании этих исследований установлено, что угол атаки капелек жидкости размером меньше 0,2 микрона приближается к нулю и такие капельки жидкости обладают скоростью движения, близкой к скорости парового потока, и не могут иметь ударного входа на рабочие лопатки турбинного колеса. Частички жидкости в один микрон и меньше не изменяют своей траектории по сравнению с траекторией движения парового потока при прохождении криволинейного канала рабочего колеса. Эти исследования позволили установить те критические размеры капелек жидкости в потоке для условий работы турбин ИГ,

Таблица 3

Некоторые характеристики турбин испарителей-генераторов

Наименование величин	Давление пара, бар		
	низкое	среднее	умеренное
Давление в корпусе испарителя-генератора	16	35	80
Начальное давление нагретой воды	220	220	220
Начальная температура воды, °С	373	373	373
Теоретическое теплопадение воды, кДж/кг	271	135	75
Теоретическая скорость истечения, м/сек	670	560	390
Оптимальная окружная скорость, м/сек . .	290	240	170
Диаметр диска при 3000 об/мин	1,1	1,2	1,35
Паросодержание потока	0,476	0,460	0,420
Удельный объем пара на выходе из испарительного элемента, м³/кг	0,06	0,023	0,0086
Объем жидкой фазы на выходе из ИЭ, м³/кг	0,00058	0,00065	0,00075
Объемная доля жидкости на выходе из испарительного элемента, %	0,96	2,23	8,1
Поверхностное натяжение жидкости на выходе из испарительного элемента, кг/м	0,0038	0,0031	0,0028
Средний размер капель на выходе из ИЭ без учета действия закона адиабатического парообразования, микрон	0,0052	0,0031	0,0081

превышение которых будет приводить к нарушению скоростных и траекторных характеристик двухфазного потока и к возникновению потерь от двухфазного состояния (влажности) и эрозии рабочих лопаток. Этот критический размер капелек жидкости оказался в сотни раз больше, чем размеры капелек жидкости в потоке на выходе из испарительных элементов турбин ИГ. Отсутствие эрозии рабочих лопаток и потерь от влажности в турбинах ИГ, обоснованное теоретическим путем, в определенной степени подтверждается экспериментальными исследованиями и практикой эксплуатации газовых турбин твердого топлива, в которых частички золы в 10 микрон и меньше не приводят к эрозии рабочих лопаток, а частички золы в несколько микрон, как имеющие одинаковые с газовым потоком скорости и траектории движения в криволинейных рабочих каналах, вообще не принимаются во внимание при расчете газовых турбин.

В результате теоретических и экспериментальных исследований адиабатического парообразования и условий работы турбин испарителей-генераторов, проведенных в Томском политехническом институте, а также экспериментальных исследований энергии и дисперсности потока при адиабатическом парообразовании, имеющих в литературе, наряду с практикой использования двухфазного потока в газовых турбинах, оказалось возможным обосновать надежную и эффективную работу турбин ИГ до постановки специальных экспериментальных исследований для конструктивной отработки турбин ИГ, необходимых для широкого внедрения паросиловых установок с адиабатическим парообразованием в энергетику нашей страны.

В процессе выполнения исследований по рассматриваемой проблеме работа подвергалась критике со стороны ряда видных ученых, занимающихся разработкой и внедрением современных паросиловых установок сверхвысокого и за критического давления пара.

Основные возражения и критические замечания по работе сосредоточились на отрицании эффективной и надежной работы турбин ИГ. В доказательство таких отрицательных заключений эффективной и надежной работы турбин ИГ приводились факты эрозии и потерь от влажности в паровых турбинах, а также опытные данные по истечению нагретой воды из насадок и диафрагм и других типов неэнергетических испарительных элементов. Отрицание на такой основе эффективной и надежной работы турбин ИГ является ненаучным. Распространение процесса дросселирования в диафрагмах и цилиндрических насадках на упорядоченный процесс в расширяющихся испарительных элементах и на этой основе отрицание высокой энергетической эффективности испарительных элементов турбин ИГ, как это делают доктор техн. наук А. М. Зыкина, канд. техн. наук А. С. Зыков и др., является грубой ошибкой. Эти процессы несовместимы по всем показателям, и особенно по энергетическому эффекту превращения теплопада в кинетическую энергию потока, не только для адиабатического парообразования, но и для истечения пара. Хорошо известно, что для получения кинетической энергии потока за счет теплопада нужно иметь специальный профиль сопла, определенный угол раскрытия и другие конструктивные характеристики, согласованные для конкретных условий, параметров и т. п. Насколько оказались несостоятельными такие отрицательные за-

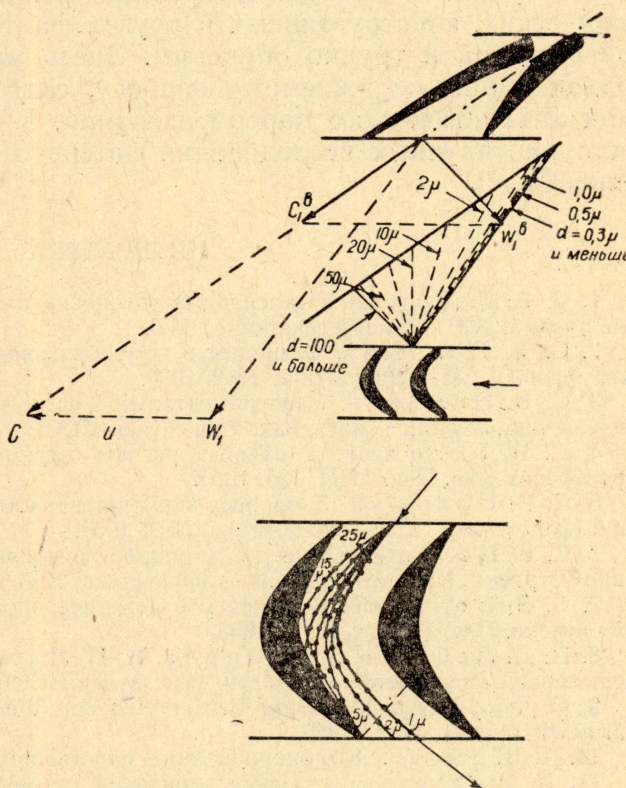


Рис. 3. Углы атаки и траектории характеристики капелек жидкости различных размеров для условий проточной части ИГ среднего давления в корпусе.

ключения по оценке энергетической эффективности и степени совершенства процесса в соплах турбин ИГ, видно из экспериментальных исследований [2—4, 8, 9, 10] (табл. 1).

На подобном же уровне построено отрицание эффективной и надежной работы турбин ИГ. Некритический перенос явлений потерь от влажности и эрозии лопаточного аппарата в паровых турбинах на турбины ИГ без учета и анализа совершенно различных физических, термодинамических, конструктивных и других факторов является не менее грубой ошибкой и трудно объяснить. Здесь мог сказаться необъективный подход к рассматриваемому вопросу, слабая осведомленность о явлениях адиабатического парообразования, а также неудовлетворительное состояние научных исследований потерь от влажности в паровых турбинах [5—7].

ЛИТЕРАТУРА

1. С. В. Положий. Паросиловые установки с адиабатическим парообразованием. Изв. вузов СССР — Энергетика, № 1, 1965.
2. С. В. Положий. О процессе парообразования при истечении нагретой воды. Изв. вузов СССР — Энергетика, № 2, 1960.
3. С. В. Положий. Экспериментальное исследование адиабатического парообразования при течении в насадках. Изв. вузов СССР — Энергетика, № 9, 1963.
4. С. В. Положий. К вопросу расчета параметров потока при адиабатическом парообразовании. Изв. ТПИ, 125, 1964.
5. С. В. Положий. К вопросу влияния влажности пара на к.п.д. турбинной ступени. Изв. вузов СССР — Энергетика, № 7, 1962.
6. С. В. Положий. Еще раз к вопросу о влиянии влажности пара на к.п.д. турбинной ступени. Изв. вузов СССР — Энергетика, № 3, 1963.
7. С. В. Положий. К вопросу о кинетике процесса конденсации пара в турбинной ступени. Изв. ТПИ, том 137, 1965.
8. П. Д. Лебедев, М. И. Верба, Б. И. Леончик. Некоторые закономерности распыливания перегретой жидкости. Изв. вузов СССР — Энергетика, № 10, 1959.
9. О. Френцль. Strömung Verdampfen den Wassers in Dusen. «Maschinenbau und Wärmewirtschaft», N 2, 1956.
10. А. В. Зысин. Комбинированные парогазовые установки. ГЭИ, 1962.
11. К. В. Олесевич. Износ элементов газовых турбин при работе на твердом топливе. Машгиз, 1959.
12. К. В. Олесевич. Определение траекторий частиц золы в межлопаточных каналах газовых турбин, работающих на твердом топливе. Научные записки ОПИ, том 44, 1962.